



Munich Personal RePEc Archive

# **Influence of quality coal combustion and domestic stoves outbreaks steam generators and the environmental pollution**

Petrilean, Dan Codrut

University of Petrosani

15 June 2008

Online at <https://mpra.ub.uni-muenchen.de/55254/>

MPRA Paper No. 55254, posted 02 May 2014 16:10 UTC

# INFLUENȚA ARDERII SI A CALITĂȚII CĂRBUNELUI ÎN SOBELE CASNICE ȘI ÎN FOCARELE GENERATOARELOR DE ABUR ASUPRA POLUĂRII MEDIULUI AMBIANT

**PETRILEAN DAN CODRUT** – Șef lucrări, dr. ing. –Universitatea din Petrosani-Romania, petrilean1975@yahoo.com

**Abstract:** S-a întocmit bilanțul unui generator de abur. S-au determinat emisiile poluante generate de arderea huilei de Valea Jiului în focarul generatorului de abur având o putere de 150 MW. Ca exemplu de generator de abur, s-a considerat cel de la SE PAROSANI, tip BabcoK Hitachi , turbina fiind Turbao+Atom în cogenerare.

**Keywords:** eficiența arderii, emisii poluante, bilanț energetic

## 1.Introducere

Cea mai mare parte a energiei electrice si termice se obtine astazi prin arderea carbunilor in instalatii de ardere casnice si in focarele cazanelor de abur. Proprietățile huilei de Valea Jiului influențează într-o măsură însemnată eficiența generatorului de abur.

## 2. Arderea cărbunelui în focarul generatorului de abur

Combustibilul de bază în cazul nostru este huila de Valea Jiului.

Analiza combustibilului se arată în tabelul 1.

Tabelul 1. Analiza combustibilului

Tipul combustibilului	Debit [t/h]	Putere calorifica [kJ/kgK]	Analiza elementară %						
			c	h	s	n	o	w	a
Huila de Valea Jiului	99.9	16396	32.2	4.7	3.1	-	12	10	38

Caracteristicile funcționale ale generatorului de abur sunt:

- debit 540 t/h;
- presiune abur viu 13.82 MPa;
- temperatura abur viu 540<sup>0</sup>C;
- debit gaze arse 625300 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h;
- temperatura la baza coșului 120<sup>0</sup> C;
- temperatura în sala de cazane 10<sup>0</sup>C;
- debitul de apă circulat prin cazan 540 t/h;
- debitul apei de adaos 10 – 30 t/h;
- temperatura apei de alimentare 240<sup>0</sup>C;
- suprafața radiantă a cazanului (orizontală și verticală) 2542 m<sup>2</sup>;
- temperaturile celor două suprafețe radiante ale cazanului 50<sup>0</sup>C;
- coeficientul de exces de aer măsurat  $\lambda = 1,3$ .

Ecuția de bilanț energetic este:

$$Q_i = Q_u + \sum Q_p \quad (1)$$

Căldura de intrare se compune din:

$$Q_i = Q_a^c + Q_f^c + Q_f^{aa} + Q_f^a \quad (2)$$

$$\sum Q_p = Q_g^e + Q_a^i + Q_p^a + Q_r \quad (3)$$

Calculul componentelor bilanțului se desfășoară astfel:

- căldura rezultată din arderea combustibilului:

$$Q_a^c = \eta_a \cdot B \cdot H_i = 147164,36 \cdot 10^3 \frac{kJ}{h} \quad (4)$$

unde  $\eta_a = 0,8 \dots 0,98$  este randamentul arderii. Se adopta valoarea 0,9.

$B$  – consumul de combustibil, în t/h;

$H_i$  - puterea calorifica inferioara, în kJ/kg.

- căldura fizică a combustibilului ars:

$$Q_f^c = B \cdot c_c \cdot t_c = 1618,38 \cdot 10^3 \frac{kJ}{h} \quad (5)$$

unde:  $c_c$  este căldura specifică a combustibilului, pentru huila de Valea Jiului cu multă cenușă și

temperatura până la 100°C;  $c_c = 1,62 \frac{kJ}{kg \cdot K}$ ;

$t_c$  – temperatura combustibilului;  $t_c = 10^\circ\text{C}$ .

- căldura sensibilă a aerului necesar arderii:

$$Q_f^{aa} = \dot{V}_a \cdot i_a = 7019,62 \cdot 10^3 \frac{kJ}{h} \quad (6)$$

unde  $\dot{V}_a$  este debitul aerului de combustie.

$$\dot{V}_a = (1 + 0,00161 \cdot x) \cdot \lambda \cdot B \cdot L_{\min} = 539,97 \cdot 10^3 \frac{m_N^3}{kg} \quad (7)$$

$L_{\min}$  este cantitatea minimă de aer uscat necesar arderii complete a unității cantitative de combustibil:

$$L_{\min} = \frac{22,41}{0,21} \cdot \left( \frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} - \frac{o}{32} \right) = 3,8 \frac{m_N^3}{kg_{aerusc}} \quad (8)$$

Valoarea  $x = 10$  g/kg reprezintă umiditatea din atmosfera;  $i_a = 13 \frac{kJ}{m_N^3}$  la 10°C.

- căldura fizică a apei de adaos:

$$\dot{Q}_f^a = \dot{V}_{apa} \cdot c_{apa} \cdot t_{apa} = 37,4 \cdot 10^3 \frac{kJ}{h} \quad (9)$$

- căldura utilă a combustibilului:

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot (i_v - i_a) = 269000 \cdot 10^3 \frac{kJ}{h} \quad (10)$$

Valorile entalpiei vaporilor și a apei se iau din tabele la parametrii de funcționare ai cazanului.

- căldura pierdută prin gazele evacuate:

$$\dot{Q}_g^e = \dot{V}_{g\ us} \cdot B \cdot i_g \left[ \frac{kJ}{h} \right] \quad (11)$$

Volumul gazelor umede este :

$$V_{gum} = 1,866 \cdot c + 0,7 \cdot s + (\lambda - 0,21) \cdot L_{\min} = 5,14 \frac{m_N^3}{kg} \quad (12)$$

Volumul gazelor uscate este :

$$V_{g\ us} = V_{gum} - 22,41 \cdot \left( \frac{h}{2} + \frac{w}{18} \right) = 4,52 \frac{m_N^3}{kg} \quad (13)$$

Volumul gazelor:

$$V_g = V_{g\ us} + (\lambda - 1) \cdot L_{\min} = 6,04 \frac{m_N^3}{kg} \quad (14)$$

Pătrunderea aerului fals in focar se apreciază ca fiind de 10%. Astfel  $\Delta V_{air} = 0,1 \cdot 6,04 = 0,6 \frac{m_N^3}{kg}$

Volumul total de gaze la intrarea in coșul de evacuare:

$$V_g' = V_g + \Delta V_{air} = 6,6 \frac{m_N^3}{kg} \quad (15)$$

Calculul componentelor fumului:

$$(CO_2)_f = \frac{22,41}{12} \cdot c = 0,6 \frac{m_N^3}{kg}; (SO_2)_f = \frac{22,41}{32} \cdot s = 0,02 \frac{m_N^3}{kg}$$

$$(O_2)_f = 0,21 \cdot (\lambda - 1) \cdot L_{\min} = 0,31 \frac{m_N^3}{kg}$$

Volumul fumului se compune din:

$$(CO_2)_f + (SO_2)_f + (O_2)_f + (N_2)_f + (CO)_f = V_f$$

Procentual se poate scrie:

$$(CO_2)_f \% = \frac{(CO_2)_f}{V_{g\ us}} = \frac{0,31}{4,52} = 0,068 = 6,8\%; (SO_2)_f \% = \frac{(SO_2)_f}{V_{g\ us}} = \frac{0,02}{4,52} = 0,004 = 0,4\%$$

Sau adunate se poate scrie:

$$r_{CO_2} + r_{SO_2} = RO_2 = \frac{(CO_2)_f + (SO_2)_f}{V_{g\ us}} = 0,1371 = 13,71\%$$

$$r_{O_2} = O_2 = \frac{(O_2)_f}{V_{g\ us}} = \frac{0,31}{4,52} = 0,068 = 6,8\%; r_{CO} = \frac{21 + \beta \cdot RO_2 - (RO_2 + O_2)}{0,605 + \beta} = 4,24 \%$$

$$\beta = 2,37 \cdot \frac{h - \frac{o}{8} + 0,038 \cdot n}{k} = 2,37 \cdot \frac{4,7 - \frac{12}{8}}{33,36} = 0,22; k = c + 0,375 \cdot s = 33,36$$

$$r_{N_2} = 100 - (RO_2 + O_2 + CO) = 75,25 \%$$

Entalpia gazelor la 120 °C este:

$$i_{CO_2} = 207,51 \frac{kJ}{m_N^3}; i_{O_2} = 157,81 \frac{kJ}{m_N^3}; i_{CO} = 156,42 \frac{kJ}{m_N^3}; i_{N_2} = 156,18 \frac{kJ}{m_N^3}$$

$$i_g = r_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + r_{O_2} \cdot i_{O_2} + r_{CO} \cdot i_{CO} + r_{N_2} \cdot i_{N_2} = 184,53 \frac{kJ}{m_N^3} \quad (16)$$

- căldura pierdută prin ardere incompletă:

$$\dot{Q}_a^i = \frac{12642 \cdot CO \cdot C}{0,536 \cdot (RO_2 + CO)} = \frac{12642 \cdot 4,24 \cdot 32,2}{0,536 \cdot (13,71 + 4,24)} = 179,41 \cdot 10^3 \frac{kJ}{h} \quad (17)$$

- căldura pierdută în mediul ambiant se determină cu expresia:

$$\dot{Q}_p^a = 1,2 \cdot A \cdot \alpha \cdot (t_p - t_0) = 12201,6 \cdot 10^3 \frac{kJ}{h}; \alpha = 100 \frac{kJ}{m^2 \cdot K} \quad (18)$$

în care: A este suprafața radiantă a cazanului;

$\alpha$  - coeficientul de convecție de la cazan;

$t_p$  - temperatura peretelui;

$t_0$  - temperatura mediului ambiant.

$$\alpha = m \sqrt{t_p - t_0} + \frac{\varepsilon \cdot C_0}{t_p - t_0} \cdot \left[ \left( \frac{t_p + 273}{100} \right)^4 - \left( \frac{t_0 + 273}{100} \right)^4 \right] \quad (19)$$

unde: m - coeficient de orientare a suprafeței;

$\varepsilon = 0,87$  coeficient de emisie relativă;

$C_0 = 20,8 \frac{kJ}{m^2 \cdot h \cdot K}$  - coeficient de radiație a corpului negru;

$t_p = 500^\circ C$ ;  $t_0 = 10^\circ C$ ; Suprafața calculată a cazanului este 2542 m<sup>2</sup>.

- căldura restului bilanțului termic rezultă din diferența de bilanț. Aceasta se datorează arderii mecanic incomplete a uleiului de Valea Jiului.

Randamentul termic al generatorului de abur este raportul între căldura utilă și suma energiilor introduse în instalație:

$$\eta_t = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_i} \cdot 100 = 85,53 \% \quad (20)$$

Tabelul 2. Bilanțul generatorului de abur

Călduri intrate			Călduri ieșite		
Simbol	kW <sub>t</sub>	%	Simbol	kW <sub>t</sub>	%
$\dot{Q}_a^c$	409490.1	99.36	$\dot{Q}_u$	352500	85.53
$\dot{Q}_f^c$	449.55	0.01	$\dot{Q}_g^e$	27203.26	6.6
$\dot{Q}_f^{aa}$	1949.89	0.47	$\dot{Q}_a^i$	49.83	0.01
$\dot{Q}_f^a$	232.61	0.05	$\dot{Q}_p^a$	3389.33	0.82
			$\dot{Q}_p$	28979.72	7.03
$\dot{Q}_i$	412122	99.89		412122	99.99

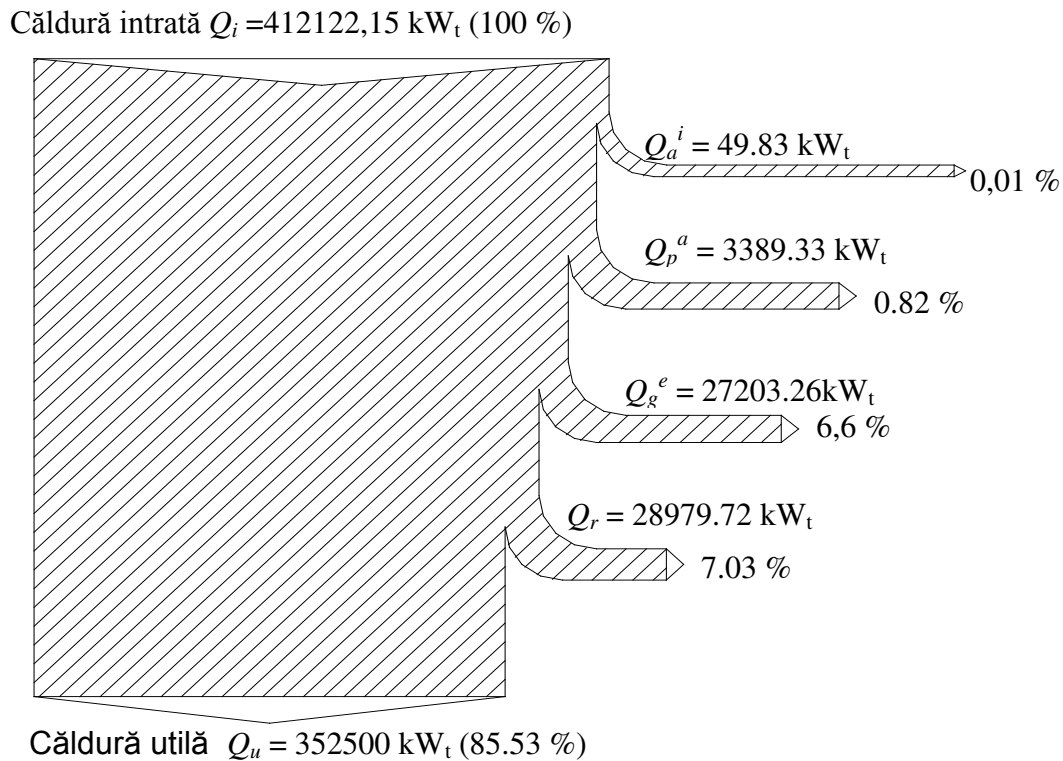


Fig. 1 Diagrama Sankey

### 3. Poluarea atmosferei

Cantitățile maxime ale acestor poluanți sunt stabilite în România de către directiva 2001/80/CE (LCP) privind limitarea emisiilor de către poluanții proveniți de la instalațiile mari de ardere și directiva 96/61/CE (IPPC) privind reducerea, prevenirea și controlul integrat al poluării

Metoda de determinare a gradului de poluare se bazează pe consumul de combustibil și pe factorii de emisie:

$$\dot{m} = B \cdot H_i \cdot e \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \quad (21)$$

unde:  $\dot{m}$  este cantitatea de poluant evacuată în atmosferă (kg/h);

$B$  – cantitatea de combustibil consumată, în kg/h;

$H_i$  – puterea calorică inferioară a combustibilului, în kJ/kg;

$e$  - factorul de emisie, în kg/kJ.

Pentru diferiți poluanți factorii de emisie se determină experimental. Aceștia depind de caracteristicile combustibilului folosit, de tipul constructiv al instalației de ardere și de puterea termică a acestora.

În calcule de prognoză concentrația masică a poluanților  $C_{mi}$  exprimată în  $\text{mg}/\text{m}^3_N$  se determină cu relația:

$$C_{mi} = \frac{e}{F_v} \left[ \frac{mg}{m_N^3} \right]$$

în care :  $e$  este factorul de emisie exprimat în  $\text{mg}/\text{GJ}$ ;

$F_v$  – factorul de volum, care definește raportul dintre volumul total de gaze de ardere și cantitatea de căldură aferentă combustibilului introdus în cazan în  $m_N^3/\text{GJ}$ .

Pentru ulei, factorul de volum este  $F_v = 380 m_N^3/\text{GJ}$ .

*Poluantul  $\text{SO}_2$*

Factorul de emisie pentru  $\text{SO}_2$  se determină cu relația:

$$e_{\text{SO}_2} = \frac{\frac{M_{\text{SO}_2}}{M_s} \frac{s}{100}}{H_i} (1-r) = 3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{kJ}} \quad (22)$$

unde:  $e_{\text{SO}_2}$  este factorul de emisie pentru  $\text{SO}_2$ , în  $\text{kg}/\text{kJ}$  ;

$M_{\text{SO}_2}$  - masa moleculară a  $\text{SO}_2$ , în  $\text{kg}/\text{kmol}$ ;

$M_s$  masa moleculară a  $s$ , în  $\text{kg}/\text{kmol}$ ;

$H_i$  - puterea calorifică inferioară a combustibilului , în  $\text{kJ}/\text{kg}$

$r$  - gradul de reținere a sulfului în zgură și cenușe.

Pentru ulei se recomandă valoarea  $r = 0,05$ .

$$C_{M \text{ SO}_2} = \frac{e_{\text{SO}_2}}{F_v} = \frac{30 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6}{380} = 7800 \frac{\text{mg}}{m_N^3}; m_{\text{SO}_2} = 99,9 \cdot 10^3 \cdot 16396 \cdot 3,0 \cdot 10^{-6} = 4,91 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

*Poluantul cenușă*

Factorul de emisie pentru poluantul pulbere se determină astfel:

$$e_{\text{pulbere}} = \frac{A(1-x) \cdot (1-y)}{H_i} = 0,59 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{kJ}} \quad (23)$$

în care:  $e_{\text{pulbere}}$  este factorul de emisie pentru cenușă, în  $\text{kg}/\text{kJ}$

$A$  – conținutul de cenușă în cărbune, în %;

$x$  – gradul de reținere a cenușei în focar, în %;

$y$  – randamentul de reținere a prafului, în %;

$H_i$  – puterea calorifică inferioară a combustibilului, în  $\text{kJ}/\text{kg}$ .

Valorile obținute în exploatare pentru  $x$  și  $y$  sunt:  $x = 15\%$ ,  $y = 0,97$ .

$$C_{M \text{ pulbere}} = \frac{0,59 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6}{380} = 1550 \frac{\text{mg}}{m_N^3}$$

$$\dot{m}_{pulbere} = 99,9 \cdot 10^3 \cdot 16,396 \cdot 10^3 \cdot 0,59 \cdot 10^{-6} = 0,966 \frac{t}{h}$$

*Poluantul CO<sub>2</sub>*

Factorul de emisie pentru CO<sub>2</sub> se calculează cu formula:

$$e_{CO_2} = \frac{\frac{M_{CO_2}}{M_C} \frac{C}{100}}{H_i} = 372 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{kJ} \quad (24)$$

$$C_{M_{CO_2}} = \frac{72 \cdot 10^{-6} \cdot 10^6}{380} = 189400 \frac{mg}{m_N^3}$$

Cantitatea de (CO<sub>2</sub>) va fi:

$$\dot{m}_{CO_2} = 99,9 \cdot 10^3 \cdot 16,396 \cdot 10^3 \cdot 72 \cdot 10^{-6} = 117,93 \frac{t}{h}$$

*Poluantul NO<sub>x</sub>*

Formarea oxizilor de azot în timpul arderii are loc pe baza azotului din aer și a azotului conținut în combustibil.

Asupra noxelor NO<sub>x</sub>, în cazul cărbunilor influențează și conținutul de volatile atât cantitativ cât și sub aspectul temperaturii și vitezei de degajare a acestora. Din punct de vedere tehnic minimizarea producerii de NO<sub>x</sub>, se realizează prin așa numitele măsuri primare care urmăresc scăderea simultană în zona de ardere atât a temperaturii cât și a coeficientului de exces de aer. Aceste scopuri sunt atinse prin diverse metode dar mai ales prin metoda de ardere în trepte care se aplică atât la nivelul focarului cât și la nivelul arzătorului.

## 5. Concluzii

În acest articol nu mi-am propus să exprim modalități de ameliorare a randamentului instalațiilor de ardere a cărbunelui în societate. Lucrarea are un caracter practic urmărind modul diferit al arderii cărbunelui și implicațiile lui asupra mediului nostru de viață.

În industrie arderea cărbunelui este mai eficient realizată. Astfel:

- randamentele arderii cărbunilor în focarele generatoarelor de abur sunt mult superioare celor din instalațiile casnice.
- în cazul nostru randamentul arderii în generatorul de abur a fost de 85,53%, o valoare relativ bună;
- huila de Valea Jiului are multă cenușă și carbon relativ puțin. Astfel se produc multe pulberi. Concentrația de pulberi evacuată în atmosferă depășește de 7 ori valorile permise în directiva 2001/80/CE (LCP)
- concentrația de SO<sub>2</sub> depășește de 2,5 ori valoarea permisă de directiva 2001/80/CE (LCP);



- concentrația de CO<sub>2</sub> depășește de 2,8 ori valoarea permisă de directiva 2001/80/CE (LCP);
- căldura gazelor evacuate este substanțial recuperată ca sursă secundară, fapt care contribuie la sporirea semnificativă a randamentului.

### **Bibliografie**

- [1] **Gabbard A-** [www.mindfully.org](http://www.mindfully.org), Coal Combustion, Nuclear Resource or Danger
- [2] **Bejan A.** Advanced Engineering Thermodynamics. New York:John Wiley&Sons, 1988.
- [3] **Danescu Al.** Thermotechnics and heat engines, Bucharest:Didactic and Pedagogic Publishing House, 1985
- [4] **Leca A.** Principles of energy management. Bucharest: Tehnica Publishing House, 1997
- [5] **Houberechts A.** *Thermodynamique, Technique* Tome II, Dunoid Paris 1962.
- [6] **Kirillin V.** a.o. *Termodynamique, Technique* Edition Mir Moscow 1976
- [7] **Ionel I.** a.o *Thermoenergetics and Environment*, Technical Publishing House 1996.
- [8] **Petrilean D.C.** *The Working Regime Study of the PK-10p Boiler from the Electric Power Plant from Paroseni* Graduation Project, University of Petrosani 2000.
- [9] **Petrilean I., Maiercan V.** *The Analyze of the Functional Parameters for the VK-50-1.* Graduation Project, University of Petrosani 2001.
- [10] **Vukalovici M.P.** Thermodynamic property of steam and water. Tables and Diagram
- [11] EU Commission – Handbook on the implementation of EC Environment Legislation
- [12] European Environment Agency – Environment in Europe.